

VYSOKÁ ŠKOLA BÁŇSKÁ – TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA
FAKULTA STROJNÍ

Konstrukce strojů a zařízení

Brzda pásového dopravníku

Brake of Belt Conveyor

Student: Miroslav Matějů

Vedoucí bakalářské práce: prof. Ing. Josef Jurmann, CSc.

Ostrava 2015

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Zadání bakalářské práce

Student: **Miroslav Matějů**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace: 70 Zemní, těžební a stavební stroje
Téma: Brzda pásového dopravníku
Brake of Belt Conveyor

Zásady pro vypracování:

V rámci bakalářské práce zpracujte řešerši dané problematiky - pásových dopravníků používaných v hlubinných dolech a systémy jejich brzdění. Dále vypracujte koncepční návrh pohonu pásového dopravníku s alternativním řešením brzdění, konstrukční návrh strojního uzlu brzdy a výrobní výkresovou dokumentaci podloženou potřebnými pevnostními výpočty. Bližší specifikace provozních podmínek a parametrů určí zadavatel, popřípadě vedoucí bakalářské práce.

Seznam doporučené odborné literatury:

JERÁBEK, K. *Metodika navrhování strojů*. 1. vydání, Praha: Ediční středisko ČVUT v Praze, 1999. 119 s.
CVEKL, Z. – DRAŽAN, F. *Teoretické základy transportních zařízení*. 1. vydání, Praha: SNTL, 1976. 319s.
FRIES, J. *Pásové dopravníky, bubny a jejich výpočet*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2009, 189 s. ISBN 978-80-248-2080-4.
BOLEK, A. a kol. *Části strojů*. Praha: SNTL Praha, 1990.
ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36s.
ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha: ČNI, srpen 1996. 32s.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **prof. Ing. Josef Jurman, CSc.**

Datum zadání: 13.12.2014

Datum odevzdání: 18.05.2015



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

„ Prohlašuji, že jsem celou práci, včetně všech příloh, vypracoval samostatně.“

V Ostravě, dne 30. května 2015

.....

Miroslav Matějů

Obsah

1 Úvod.....	10
2 Pásový dopravník.....	11
2.1 Postup výpočtu pásového dopravníku dle ČSN ISO 5048.....	12
2.1.1 Vstupní parametry.....	12
2.1.2 Volba rychlosti pásu.....	13
2.1.3 Požadovaný průřez náplně pásu.....	13
2.1.4 Volba šířky a typu dopravního pásu.....	14
2.1.5 Volba válečků.....	14
2.1.6 Skutečný průřez náplně pásu.....	14
2.1.7 Obvodová síla na poháněcím bubnu F [N].....	14
2.1.8 Potřebný provozní výkon pohonu pásového dopravníku P [kW].....	17
3 Brzdy a brzdná zařízení.....	18
3.1 Zařízení pro zabránění zpětnému chodu.....	18
3.1.1 Zdrže.....	18
3.1.1.1 Zdrže zubové.....	18
3.1.1.2 Zdrže třecí.....	19
3.1.1.3 Jednocestná ložiska.....	20
3.1.3 Klady a záporny zařízení pro zabránění zpětného chodu.....	21
3.2 Brzdy.....	22
3.2.1 Ovládací část brzdy.....	22
3.2.1.1 Pneumatické brzdy.....	23
3.2.1.2 Hydraulické brzdy.....	23

3.2.1.3 Mechanické brzdy	23
3.2.2 Výkonná část brzdy.....	24
3.2.2.1 Pásové brzdy.....	24
3.2.2.2 Čelist'ové brzdy.....	24
3.2.2.3 Lamelové brzdy.....	28
3.2.2.4 Kotoučové brzdy.....	30
4 Technologické a technické požadavky	32
4.1 Zhodnocení.....	32
4.2 Požadavky.....	32
5 Koncepční návrh pohonu pásového dopravníku	34
5.1 Pohon pásového dopravníku s nosným krytem.....	34
5.1.1 Motor.....	36
5.1.2 Převodovka.....	36
5.1.3 Nosný kryt spojky.....	36
5.1.4 Spojka.....	36
5.1.5 Brzda a brzdový kotouč.....	36
6 Konstrukční návrh brzdy	38
6.1 Potřebná brzdná síla.....	38
6.2 Kontrola čepu.....	42
6.3 Kontrola brzdy na oteplení.....	44
6.4 Kontrola obložení brzdy.....	49
7 Závěr	51
Seznam použité literatury a zdrojů.....	52
Přílohy	

Seznam jednotek a značek

A_{br}	práce brzdy	[kpm]
A_s	práce brzdy	[k·hod]
B	šířka dopravního pásu	[m]
b	využitelná ložná šířka pásu	[m]
b_0	šířka obložení	[mm]
C	součinitel vedlejšího odporu	[-]
C_1	součinitel vyzařování pro leskle obrobenou ocel	[-]
C_2	součinitel vyzařování pro matné oxidovanou ocel	[-]
d	vnitřní průměr brzdného kotouče	[mm]
D	průměr poháněcího bubnu	[m]
D	průměr brzdového kotouče	[mm]
D_T	průměr, kde působí brzdná síla	[mm]
f	globální součinitel tření	[-]
f_b	součinitel tření mezi čelisti a brzdovým kotoučem	[-]
F	brzdná síla	[N]
f_l	obsah postranních ploch kotouče	[mm]
F_{bA}	odpor setrvačných sil v místě nakládání a v oblasti urychlování	[N]
F_B	odpor na bubnu dopravníku	[N]
F_l	odpor ohybu pásu na bubnu	[N]
F_{N2}	odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedení	[N]
F_C	odpor čističe pásu	[N]
$F_{př}$	síla od čelisti	[N]
F_2	síla k překonání dopravní výšky	[N]
F_o	obvodová síla potřebná na poháněcím bubnu	[N]
H	dopravní výška	[m]

k	součinitel sklonu	[-]
k_I	součinitel korekce vrchlíku náplně pásu	[-]
k_B	součinitel bezpečnosti brzdy	[-]
k_ϕ	koeficient plnění	[-]
L	délka dopravníku	[m]
l_0	délka obložení	[mm]
L_3	délka prostředního válečku horní větve	[m]
L_N	minimální urychlovací délka	[m]
L_o	přídavná délka	[m]
M_n	jmenovitý moment elektromotoru	[N·m]
M_n	jmenovité otáčky	[min ⁻¹]
m_v	měrná hmotnost rotujících částí válečků	[kg·m ⁻¹]
M_z	záběrný moment elektromotoru	[N·m]
n	otáčky motoru	[min ⁻¹]
n_e	počet použitých elektromotorů	[-]
n_C	počet čističů na dopravním páse	[-]
P	jmenovitý výkon elektromotoru	[kW]
q	měrná hmotnost materiálu vztažená na délku dopravníku	[kg/m]
q_F	měrné opotřebení pro Ferodo	[cm ³ /k.h]
Q	opotřebení třecích ploch	[cm ³]
Q_p	dopravní výkon	[t·hod ⁻¹]
m_p	měrná hmotnost dopravního pásu	[kg·m ⁻¹]
S	celková skutečná plocha průřezu náplně pásu	[m ²]
s_0	šířka obložení	[mm]
S_I	plocha průřezu náplně pásu	[m ²]
S_{Ik}	leskle obrobená, čelistmi nezakrytá plocha brzdového kotouče	[m ²]
S_{2D}	plocha průřezu náplně pásu	[m ²]
S_2	Plocha obvodu kotouče	[m ²]

S_3	celková plocha brzdového kotouče bez částí zakrytých čelistmi	[m ²]
S_4	celkový povrch kotouče	[m ²]
t_k	šířka brzdového kotouče	[mm]
t_l	maximální teplota Ferodo	[°C]
t_2	teplota okolí	[°C]
t_0	tloušťka obložení	[mm]
t_{BR}	doba brzdění	[s]
v	rychlost dopravy	[m·s ⁻¹]
v_l	střední rychlost plochy věnce	[m·s ⁻¹]
v_o	složka rychlosti dopravované hmoty ve směru pohybu pásu	[m·s ⁻¹]
w	měrný odpor dopravníku	[-]
W	celkové odvedené teplo	[W]
W_l	množství vyzařeného tepla	[W]
W_2	množství tepla odvedeného do vzduchu za klidu	[W]
W_3	množství tepla odvedeného do vzduchu za pohybu	[W]
W_c	množství vzniklého tepla	[W]
z	počet zabrzdění za hodinu	[-]
ε	úhel sklonu dopravníku	[°]
η_{max}	maximální účinnost poháněcí stanice	[%]
λ_v	úhel sklonu bočních válečku	[°]
μ_B	součinitel tření mezi materiálem a bočním vedením	[-]
ρ	sypná hmotnost materiálu	[kg·m ⁻³]
ψ_d	dynamický sypný úhel	[°]

1 Úvod

V důlním prostředí je potřeba dopravovat velké množství materiálu ve složitých a nepříznivých podmínkách nejen ve vodorovné ale i v úpadní a dovrchní dopravě. Pro to se hodí různé druhy dopravníků ať už hřeblové nebo pásové. Které nejen, že potřebují pohon dostatečného výkonu, ale potřebují mít i účinně brzděny a udržovány v klidu.

Ať už se to týká regulace dopravního výkonu nebo zastavení, které jsou vynuceny nenadálými situacemi, například haváriemi, poruchami se kterými musí být právě v extrémním důlním prostředí s vysokou vlhkostí, prašností a také hrubým zacházením počítáno. Tak aby v případě vysoké rychlosti dopravníkového pásu, popřípadě v úklonné dopravě, například při výpadku proudu nebo poruše elektromotoru, nedocházelo k dalšímu pohybu dopravníkového pásu a například následnému poškození stroje. Pro tento účel se právě nejlépe hodí brzdy různých konstrukcí.

Po konzultaci s vedoucím bakalářské práce budu navrhovat brzdu pro motor o výkonu 5 kW.

2 Pásový dopravník

Jako úplný úvod je třeba si představit pásový dopravník, tedy zařízení, pro dopravu materiálu, které bude brzda brzdít.

Pásový dopravník je takový dopravník, u kterého unášecí prostředek, kterým je nekonečný dopravní pás, obíhá mezi poháněcím a vratným bubnem a je doplněn dalšími konstrukčními prvky nezbytnými pro provoz pásového dopravníku. Je určen pro přímočarou vodorovnou a úklonnou dopravu převážně sypkých materiálů a za určitých podmínek i jednotlivých kusů popřípadě osob, na krátkou, střední i dlouhou vzdálenost (typicky v hnědouhelných dolech, kde je jejich délka i několik kilometrů).



Obrázek 1: Pásový dopravník v hlubinném černouhelném dole [1]

Jejich výhodou je velký dopravní výkon a plynulá doprava, jednoduchá montáž, malé pohybové odpory, bezpečný a spolehlivý provoz.

Skládá se z poháněcí a vratné stanice, nosné konstrukce, dopravního pásu a napínacího zařízení. Pro tuto práci je nejpodstatnější právě stanice poháněcí, protože právě u ní je umístěna brzda. Schéma pásového dopravníku je níže.

Výkonové parametry pásového dopravníku se počítají ze vztahů Graficko-početní metody (GPM) a dle normy ČSN ISO 5048 „Zařízení pro plynulou dopravu nákladů. Pásové dopravníky s nosnými válečky. Výpočet výkonu a tahových sil“.

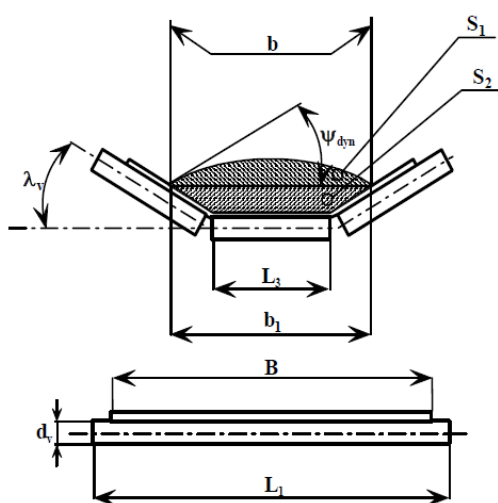
Pro volbu brzdy je potřeba znát parametry pásového dopravníku, jako jsou délka, složitost ve smyslu, kolikrát se mění směr dopravy a sklon, počet válečků v nosné a vratné větvi, parametry bubnů a šířka a typ pásu, ze kterých se vypočte potřebný výkon motoru, který je potřeba brzdít.

2.1 Postup výpočtu pásového dopravníku dle ČSN ISO 5048

2.1.1 Vstupní parametry

Pro výpočet pásového dopravníku jsou potřeba podmínky, kde bude pásový dopravník umístěn. Těmito podmínkami je na mysli dopravní délka, dopravní výška a i to jestli se jedná o dopravu dovrchní, vodorovnou nebo úpadní, počet poháněcích stanic, uspořádání válečků, dopravovaný materiál (dynamický sypný úhel a sypná hmotnost) a množství dopravovaného materiálu, z čehož vyplývá dopravní výkon, druh pásu a další náležitosti.

Co se týče uspořádání válečků, v dopravní a vratné větvi je většinou takový, že v dopravní větvi je jeden vodorovný váleček a dva boční válečky sklopené pod úhlem λ_v , který se pohybuje v rozmezí $(0 \div 45)^\circ$ [2], který se vhodně zvolí, podle požadovaného dopravního výkonu a typu materiálu.



Obrázek 2: Schéma plochy průřezu náplně pásu [2]

$$b = 0,9 \cdot B - 0,05 \quad [\text{m}] \quad (1)$$

$$b_1 = b \cdot \cos \lambda_v + L_3 \cdot (1 - \cos \lambda_v) \quad [\text{m}] \quad (2)$$

Kde b [m] je délka pásu pod náplní, B [m] je šířka pásu, b_1 [m] je průřez náplně pásu a L_3 je délka středního válečku.

2.1.2 Volba rychlosti pásu

Rychlost pásu se volí v rozmezí $(1,25 \div 4)$ m/s a to ve velikostech v tabulce níže.

v [m.s ⁻¹]	1,25	1,6	2	2,5	3,15	4
--------------------------	------	-----	---	-----	------	---

Tabulka číslo 1: Volba rychlosti pásu

2.1.3 Požadovaný průřez náplně pásu

Požadovaný průřez náplně pásu S_p [m²] vyplývá ze zvolené rychlosti v , požadovaného dopravního výkonu Q_p [t/h], sytné hmotnosti ρ_s [kg/m³] a koeficientu plnění pásového dopravníku k_ϕ , který se pohybuje v rozmezí $(0,7 \div 0,9)$ [-].

$$S_p = \frac{Q_p}{3,6 \cdot k_\phi \cdot \rho_s \cdot v} \quad [\text{m}^2] \quad (3)$$

2.1.4 Volba šířky a typu dopravního pásu

Dle použití, tedy zda se jedná o hlubinný důl, povrchový lom nebo jinou oblast se volí materiál pásů, který může být PVC, PU, nebo pryž. V oblastech těžby se z pravidla používají dopravníkové pásy z pryže, které mohou být dle specifických podmínek použití oleji vzdorné, teplovzdorné, profilované nebo pro všeobecné použití. V tomto případě se z pravidla jedná o pryžové pásy na všeobecné použití, které mají vysokou odolnost proti otěru silně abrazivními materiály jako je hlušina a uhlí dobývané v hlubinných dolech.

Typické šířky dopravního pásu jsou uvedeny v tabulce níže.

B [mm]	500	650	800	1000	1200	1400
----------	-----	-----	-----	------	------	------

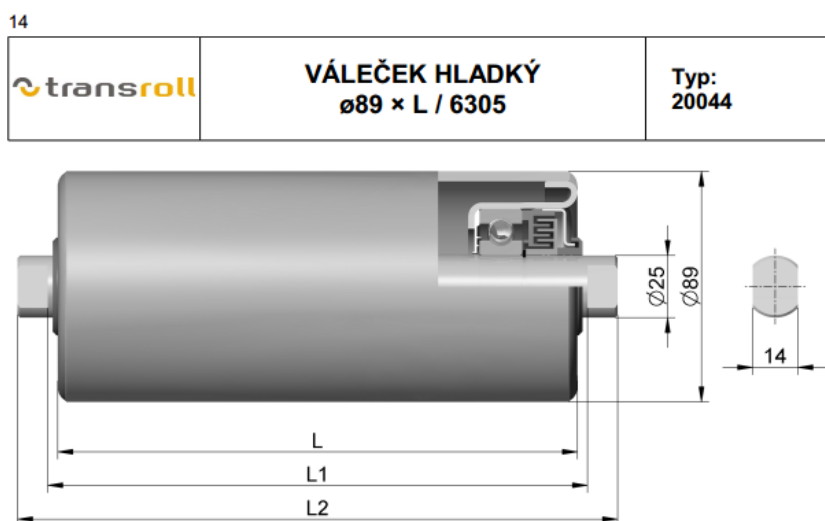
Tabulka číslo 2: Šířka dopravního pásu

Dalším parametrem pásu pro volbu pásového dopravníku je jeho pevnost. Ta se pohybuje v případě pryžových pásů obvykle v rozmezí $(250 \div 630) \text{ N/mm}$.

2.1.5 Volba válečků

Volba typu a velikosti válečků přímo navazuje na šířku dopravního pásu a také je ovlivněna podmínkami, kde bude používán.

Pro použití v hlubinných dolech je nejvhodnější váleček hladký, ocelový. Příkladem volby válečků může být obrázek níže, z portfolia firmy Transroll-CZ, a.s., pro váleček o průměru 89 mm , kde jsou přesně udány typy válečků pro jejich uspořádání v jednotlivých stolicích a jejich další rozměry jako je délka válečku ale i jejich hmotnost celková ale i jen rotujících dílů, která je potřebná v dalších výpočtech dopravníku. Ať už se jedná o uspořádání jedno válečkové, dvou válečkové nebo tří válečkové.



- plášť z ocelové trubky o síle stěny 4 mm
- čela tažená z ocelového plechu svařená s pláštěm
- kuličková ložiska 6305 C3
- dvoustupňové labyrintové těsnění s tukovou předkomůrkou

Pro typ stolice a šířku pásu:	Název – rozměr: Vál. hl. 89xL/6305	Označení	Rozměry [mm]		Hmotnost [kg]	
			L1	L2	rot. dílů	celková
800	89×315 / 6305	3-21174-06165	323	341	3,3	5,0
1000	89×380 / 6305	3-21174-06170	388	406	3,9	5,8
1200	89×465 / 6305	3-21174-06121	473	491	4,6	6,9
1400	89×530 / 6305	3-21174-06158	538	556	5,1	7,7
800	89×950 / 6305	3-21174-06125	958	996	8,6	13,0
1000	89×1150 / 6305	3-21174-06126	1158	1196	10,3	15,5
1200	89×1400 / 6305	3-21174-06128	1408	1446	12,4	18,7
1400	89×1600 / 6305	3-21174-06130	1608	1646	14,1	21,2

Jiné délkové varianty válečků, případně odlišné ukončení osy, je nutno individuálně projednat s výrobcem.

Obrázek 3: Válečky [3]

2.1.6 Skutečný průřez náplně pásu

Skutečný průřez náplně pásu S_s [m²] se sestává ze součtu dvou dílčích obsahů, obsahu vrchlíku, danému dynamickým sypaným úhlem ϕ_d S_l [m²] a ploše o tvaru rovnoramenného lichoběžníku o obsahu S_2 [m²], v případě, že je materiál na pás přiváděn pod úhlem, pak je potřeba použít opravný korekční koeficient k [-]. Dopravník je skloněn pod úhlem α [°]

$$S_s = k \cdot S \quad [\text{m}^2] \quad (4)$$

$$S = S_1 + S_2 = \frac{1}{6} \cdot b_1^2 \cdot \text{tg} \phi_d + \frac{1}{4} \cdot (b_1^2 + L_3^2) \cdot \lambda_v \quad [\text{m}^2] \quad (5)$$

$$k = 1 - \frac{S_1}{S} \cdot (1 - k_1) \quad [\text{N}] \quad (6)$$

$$k_1 = \left(\frac{\cos^2 \alpha - \cos^2 \phi_d}{1 - \cos^2 \phi_d} \right)^{0,5} \quad [\text{N}] \quad (7)$$

Po vypočtení skutečného průřezu náplně dopravované suroviny na pásovém dopravníku je potřeba porovnat skutečný průřez s průřezem požadovaným.

Musí platit, že skutečný průřez S_s je větší nebo roven velikosti potřebného průřezu S_p .

$$S_s \geq S_p$$

Pokud platí tato podmínka, pak je možno pokračovat ve výpočtu.

2.1.7 Obvodová síla na poháněcím bubnu F [N]

Obvodová síla na poháněcím bubnu pásového dopravníku je rovna součtu hlavních a vedlejších a přidavných odporů dopravníků, je dána vzorcem níže.

$$F = F_1 + F_2 + F_p \quad [\text{N}] \quad (8)$$

Kde je F , právě obvodovou silou na poháněcím bubnu, F_1 je silou potřebnou pro překonání pohybových odporů dopravníku (hlavní odpory). F_2 je síla potřebná pro překonání dopravní výšky a F_p jsou přidavné a vedlejší odpory dopravníku.

$$F_1 = w \cdot L \cdot g \cdot [(q + 2 \cdot m_p) \cdot \cos \varepsilon + m_v] \quad [\text{N}] \quad (9)$$

Kde q [kg/m] je měrná hmotnost dopravovaného materiálu, tím je myšleno váha materiálu na jednotku délky pásového dopravníku, w [-] je měrným odporem dopravníkového pásu, L [m] je osová vzdálenost bubnů dopravníku, g [m/s²] je tíhové zrychlení, m_v [kg/m] je měrná hmotnost rotujících částí válečku a ε [°] je průměrný sklon dopravníku.

$$q = \frac{Q}{3,6 \cdot v} \quad [\text{kg/m}] \quad (10)$$

$$w = C \cdot f \quad [-] \quad (11)$$

Ve vzorci pro výpočet měrného odporu dopravníku je C [-] součinitel vnějšího odporu a f [-] je globální součinitel tření, který je pro dovrchní dopravu ($0,018 \div 0,025$) [-] a pro dopravu úpadní ($0,012 \div 0,016$) [-].

$$C = \frac{L + L_0}{L} \quad [-] \quad (12)$$

L_0 [m] je přídatná délka, která je ($70 \div 100$) m

$$F_2 = q \cdot H \cdot g \quad [\text{N}] \quad (13)$$

H [m] je převýšení neboli dopravní výška dopravníku.

$$F_p = F_{N1} + F_{N2} + n_B \cdot F_B + n_c \cdot F_c + F_{BV} + F_s + F_{sv} + F_{TM} \quad [\text{N}] \quad (14)$$

Přídavné a vedlejší odpory jsou výsledkem jejich prostého součtu. Mezi vedlejší odpory patří následující tři síly. Kde F_{N1} [N] je síla potřebná pro překonání odporu setrvačných sil v místě nakládání a urychlování materiálu, F_{N2} [N] je síla odporu tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením v místě urychlování materiálu. F_B [N] je odpor pásu na bubnu a odpor v ložiscích uložení bubnu a n_B [-] je počet bubnů.

Přídavnými odpory jsou odpor čističe pásů F_c [N] a jejich počet n_c [-], odpor mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením F_{BV} [N], F_s [N] je odpor shrnovače pásu, F_{sv} [N] je odpor shazovacího vozu a F_{TM} [N] je odpor shazovače.

$$F_{N1} = q \cdot v \cdot (v - v_0) \quad [\text{N}] \quad (15)$$

$$F_{N2} = \frac{\mu_B \cdot q^2 \cdot v^2 \cdot g \cdot L_N}{\rho_s \cdot \left(\frac{v + v_0}{2}\right)^2 \cdot b_1^2} \quad [\text{N}] \quad (16)$$

Kde je L_N [m] minimální urychlovací délka. Součinitel tření mezi dopravovaným materiálem μ_B [-] je $(0,5 \div 0,7)$.

$$L_N = \frac{v^2 - v_0^2}{2 \cdot g \cdot \mu_B} \quad [\text{m}] \quad (17)$$

$$F_B = (500 \div 1500) \quad [\text{N}]$$

$$F_C = (200 \div 400) \cdot B \quad [\text{N}]$$

2.1.8 Potřebný provozní výkon pohonu pásového dopravníku P[kW]

Protože je potřeba brzdit motor, tak je tato část výpočtu pro výpočet brzdy nejpodstatnější.

Když je obvodová síla větší než nula, tedy $F > 0$, tak se používá vzorec:

$$P = k_b \cdot \frac{F \cdot v}{10^3 \cdot \eta} \quad [\text{kW}] \quad (18)$$

Kde je k_b [-] součinitel součinnosti, který se vhodně volí v rozmezí $(1,1 \div 1,22)$ [-] a součinitel η [-] je účinnost poháněcí stanice a volí se $(0,85 \div 0,95)$ [-].

Je-li ale obvodová síla menší než nula $F < 0$, pak se vypočte potřebný výkon dle vzorce:

$$P = k_b \cdot F \cdot v \cdot \eta_{\max} \cdot 10^{-3} \quad [\text{kW}] \quad (19)$$

Ve kterém je η_{\max} [N] maximální účinností poháněcí stanice v rozmezí $(0,95 \div 1)$ [-].

Výpočet pásového dopravníku pokračuje dále, ale pro tento účel postačuje výpočet po tuto část. Sice v dalších částech dochází ke zpětné kontrole pásu ale výpočet tahů a bezpečnosti dopravního pásu není předmětem této práce.

3 Brzdy a brzdná zařízení

Pro zabrzdění popřípadě zpomalení pásového dopravníku v dolech se používá dvou základních druhů zařízení, tedy zařízení zabráňujícímu zpětnému chodu a brzd.

3.1 Zařízení pro zabránění zpětnému chodu

Tato zařízení, jak už napovídá jejich název, slouží k zabránění zpětného chodu, tedy zadržují břemeno v „poslední poloze“, když přestane působit hnací síla.

Do této kategorie patří zdrže a jednocestná ložiska.

3.1.1 Zdrže

Zdrž je technické zařízení, které má za úkol zadržet pohyblivou součást stroje v klidu a tedy zamezit nežádoucímu pohybu ústrojí.

Dělí se na dvě hlavní skupiny, třecí a zubové. Zubové zdviže zabráňují nežádoucímu pohybu tvarovým stykem funkčních ploch. A třecí, jak už napovídá jejich název, třením mezi funkčními povrchy.

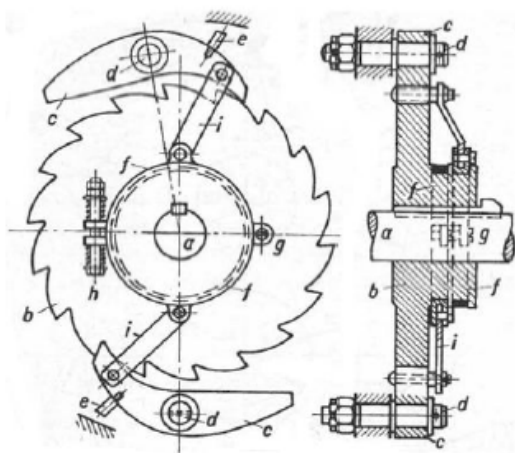
3.1.1.1 Zdrže zubové

Mohou se rozdělit do dvou skupin, na zdrže stavěcí, které zajišťují daný náklon zařízení a na zdrže rohatkové, které zabráňují nežádoucí rotaci hřídelů a na nich navázaných částí zařízení. Rohatkové zdrže se mohou rozdělit na obousměrné a jednosměrné, kdy obousměrná zdrž, de facto zamezuje pohybu „úplně“ a povoluje hřídeli jen několik poloh, což je dáno počtem zubů, kdežto jednosměrná povoluje otáčení v jednom směru, typicky se tyto zdrže používají u zdvihacích zařízení.

Pro dopravu jsou ale podstatnějšími zdrže rohatkové. Ať už jsou to zdrže jednosměrné nebo obousměrné. Skládají se ze samotné rohatky, která bývá z pravidla ocelolitinová, a západky, z pravidla ocelové.

Zapadnutí západky mezi zuby rohatky je docíleno buď vlastní vahou, nebo silou pružiny. Konstrukčně musí být zaručena velká rychlost zapadání západky, aby nedocházelo k nežádoucímu pohybu. Příklad jednosměrné zdrže je na obrázku níže. Pružina přitlačuje západku k bohu zubů rohatky a ta po nich klouže, v nežádoucím směru

je západka zachycena zubem a je tak zabráněno otáčení. Pro zvýšení bezpečnosti a účinnosti se používá více západek umístěných po obvodu rohatky.

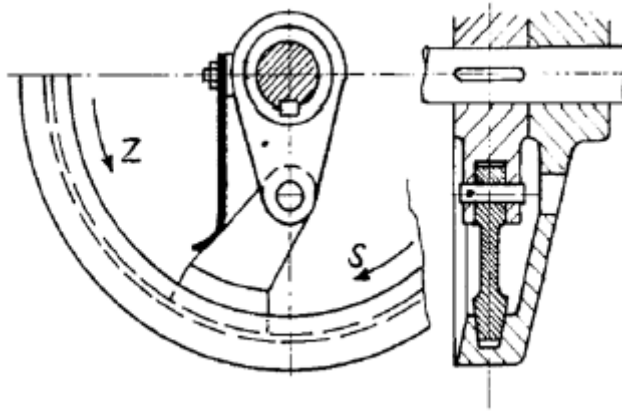


Obrázek 4: Zdrž zubová [4]

3.1.1.2 Zdrže třecí

Tento typ zdrže se skládá z třecího kotouče a třecí západky, která, v případě pohybu břemene ve směru, jenž požaduje, a rotaci třecího kotouče ve směru, který z tohoto vyplývá, jen volně klouže po rotujícím kotouči. Začne-li se břemeno pohybovat opačným směrem, tak se západka „vzpříčí“ a začne působit silou na třecí kotouč, za vzniku třecího momentu. A takto zabráni pohybu. Třecí západka může být umístěna jak na vnitřním tak na vnějším povrchu třecího kotouče.

Pro zvýšení bezpečnosti a účinnosti, popřípadě snížení ohybového namáhání hřídelů se používá více třecích západek, umístěných naproti sobě. Na obrázku níže je třecí zdrž, která má pro zvýšení účinnosti klínovou drážku.



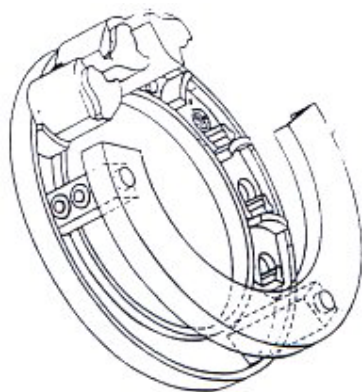
Obrázek 5: Zdrž třecí s klínovou drážkou [4]

3.1.1.3 Jednocestná ložiska



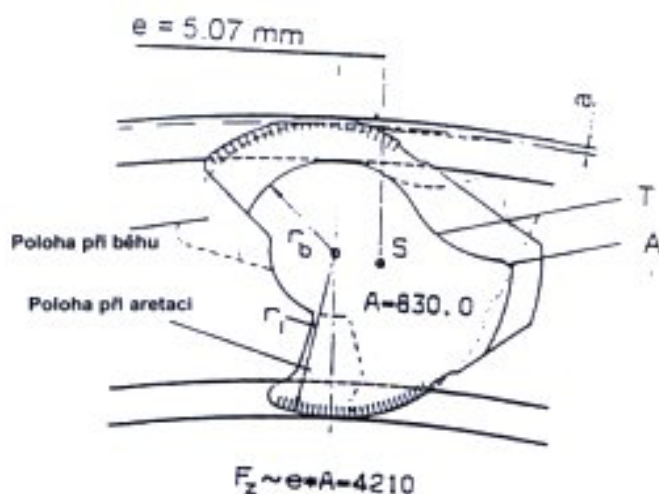
Obrázek 6: Jednocestné ložisko [5]

Jednocestná ložiska jsou z pravidla valivá ložiska, umožňující rotaci pouze v jednom směru. Tělíska ať už valivá nebo tvarová jsou umístěna mezi vnitřním a vnějším kroužkem ložiska a při žádaném směru otáčení s minimálním odporem kloužou nebo se valí. Při rotaci v nežádoucím směru pak dochází k zablokování valivých nebo tvarových elementů. Často bývá použita i pružina, působící na tyto tělíska a tak je k zablokování ložiska potřeba jen minimální posuv v nežádoucím směru.



Obrázek 2: Řez jednocestným ložiskem [5]

Těchto ložisek se využívá především jako součásti poháněcích stanic v úklonné dopravě ať už u pásových nebo hřeblových dopravníků ale také jako zátěžových spojek. Jejich výhodou je snadná údržba, montáž, odolnost a minimální zásah do tuhosti konstrukce, kde jsou použita.



Obrázek 3: Jeden z možných typů brzdných elementů jednocestného ložiska [5]

Používají se do maximálního krouticího momentu 300 kN.m při nesouososti hřídele s vnějšími částmi až 0,8mm. [5]

3.1.3 Klady a zápory zařízení pro zabránění zpětného chodu

Výhodou těchto zařízení je jejich celková jednoduchost, ať už se jedná o jejich údržbu, montáž nebo konstrukci, jejich spolehlivost a robustnost pro použití v různých prostředích.

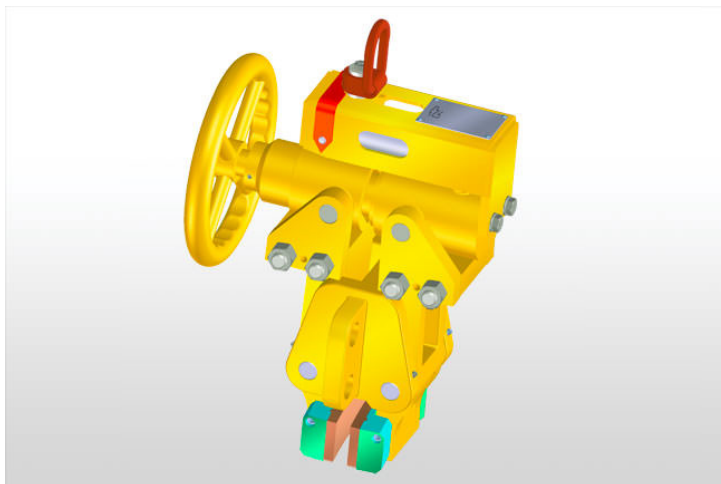
Jejich hlavní nevýhodou je to, že působí jen v jednom směru a také nejsou schopny regulovat výkon zařízení.

3.2 Brzdy

Brzdy jsou technická zařízení, která slouží k zastavení, zpomalení nebo udržení břemena v klidu ať už při dopravě úpadní, dovrchní nebo vodorovné.

Na rozdíl od zdrží jsou schopny fungovat v obou směrech. Brzda se sestává z dvou částí, ze samotné brzdy, tedy „výkonné části“ a z části sloužící k ovládání a řízení výkonné části. Brzda je součástí poháněcí stanice.

Podle použití můžeme brzdy rozdělit na tři hlavní skupiny, na brzdy jízdní, které slouží k zabrzdění strojů za normálního provozu, na brzdy pojistné, které slouží k zabrzdění zařízení v případě ohrožení, havárie a různých krizových situací a nakonec brzdy stavěcí, sloužící k zajištění volných zařízení.



Obrázek 4: Ruční kotoučová stavěcí brzda [6]

3.2.1 Ovládací část brzdy

Část brzdného ústrojí, která dodává potřebnou sílu pro výkonnou část brzdy. Potřebné velikosti síly je možno dosáhnout více způsoby. Ať se jedná o potenciální mechanickou energii pružin nebo závaží, brzdy pneumatické a hydraulické využívající energie stlačené kapaliny nebo plynu a nakonec brzdy elektrické, přesněji elektromagnetické, protože síla je vyvozena působením elektromagnetu.

Podle způsobu působení energie se brzdy mohou rozdělit na dvě skupiny. Prvním typem jsou brzdy, u kterých účinek síly působí přímo a výkonná část brzdí zařízení, tyto

brzdy se nazývají brzdy přímočinné (typickým příkladem jsou automobilové brzdy) Druhým jsou brzdy odlehčovací, kdy v počátečním stavu je brzda zabrzděna (brzdící účinek je zapříčiněn tlakem pružiny nebo závaží) a její odbrzdění je způsobeno tlakem kapaliny nebo plynu. Kapalina bývá z pravidla hydraulický olej a plynem bývá zpravidla vzduch. Podskupinou odlehčovacích brzd jsou brzdy, kde k odlehčení dochází díky přeměně elektrické energie až už pohybovým šroubem nebo kladkou popřípadě čerpadlem umístěným přímo v zařízení brzd. Výhodou odlehčovacích brzd je, že v případě poruchy zařízení nebo výpadku proudu začnou, z povahy jejich konstrukce, brzdit.

S každým způsobem řízení funkce brzd ale přicházejí jisté problémy a každý způsob má své výhody. Proto dochází ke kombinaci způsobů řízení, jako jsou třeba elektropneumatické brzdy a elektrohydraulické brzdy, kde příslušný tlak dodává čerpadlo nebo kompresor.

3.2.1.1 Pneumatické brzdy

U těchto brzd je řídicím médiem stlačený plyn, typicky vzduch, přivedený ke zdroji z poměrně velké vzdálenosti, typicky na hlubinném dole je to několik kilometrů. Kdy jeho množství přímo v místě brzd reguluje elektricky ovládaný ventil.

Největším problémem pneumatických zařízení v dolech je „nekvalitní vzduch“ který má v sobě vysoké procento vlhkosti a jeho vlastnosti nejsou pro toto použití ideální.

Navíc je v potrubí dopravován ve vysokém tlaku a případné porušení potrubí může dojít ke zranění.

3.2.1.2 Hydraulické brzdy

Vedení hydraulické kapaliny stejně jako vzduchu je neekonomické, nejen, že by jí muselo být použito obrovské množství ale i případná porucha na potrubí popřípadě armované hadici by byla mnohem problematičtější než v případě potrubí nebo hadice se vzduchem.

Proto se používají především elektrohydraulické brzdy, kde pro dosažení tlaku po odbrzdění nebo zabrzdění stroje se používá čerpadlo, které je přímo součástí brzd.

3.2.1.3 Mechanické brzdy

Možná trochu zavádějící název kategorie, protože všechny brzdy jsou mechanické, jde ale jen o ovládací část. Potřebnou sílu na účinné části brzd se dá dosáhnout i jiným

způsobem, než tlakem plynu nebo kapaliny. Může se využít prostá potenciální energie břemene, síla vytvořená pohybovým šroubem, lanem nebo přes pákový mechanismus.

Tyto brzdy se používají většinou pro udržení stroje v klidu. Tedy se nejedná o brzdy provozní nebo bezpečnostní

3.2.2 Výkonná část brzdy

Stejně jako existuje mnoho způsobů řízení brzd, je i mnoho konstrukčních řešení brzd samotných. Nejvýznamnějšími jsou brzdy čelistové, nejrozšířenější brzdy kotoučové, lamelové a pásové.

Ať už pásové, čelistové, lamelové nebo kotoučové brzdy se používají nebo se používaly k brzdění pásových dopravníků.

3.2.2.1 Pásové brzdy

Pásová brzda je nejjednodušším typem brzdy. Je jednoduchá na údržbu a konstrukci. Brzdný moment je vytvářen smýkáním pásu po obvodu brzdného kotouče, za vzniku vláknového tření, tedy z jednoduché rovnice:

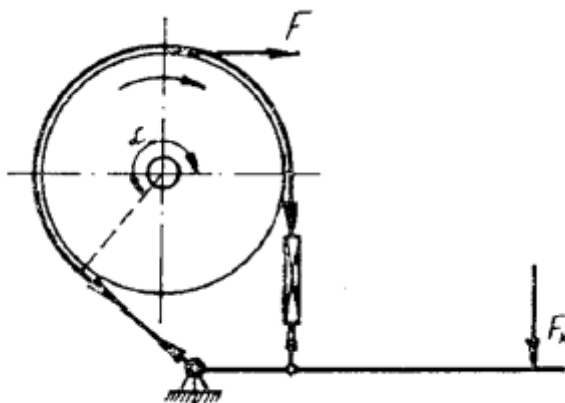
$$F_1 = F_2 \cdot e^{f \cdot \alpha} \quad [\text{N}] \quad (20)$$

Ve které je e Eulerovo číslo, f [-] je koeficient tření mezi pásem a bubnem a α [rad] je úhel opásání. F_1 a F_2 jsou síly na koncích pásu.

Třecí sílu F_T vypočteme jako absolutní hodnotu rozdílu sil F_1 a F_2 , tedy:

$$F_T = |F_1 - F_2| \quad [\text{N}] \quad (21)$$

Zdrojem potřebné síly pásového dopravníku pákový mechanismus, závaží ale nejčastějším způsobem se brzda ovládá elektromagnetem. Když elektromagnetem protéká proud, a kotva se závažím jejím přitakována, tak je brzda odbrzděna, jakmile dojde k poruše nebo úmyslně odpojíme proud, pak se kotva uvolní a pás zabrzdí. Užívají se především při velkém výkonu a za velkých úklonů dopravníkové tratě.

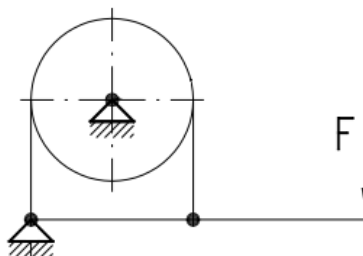


Obrázek 5: Pásová brzda [4]

Pásové brzdy se dělí na tři skupiny. Na jednoduchou, součtovou a diferenciální (rozdílovou) pásovou brzdou.

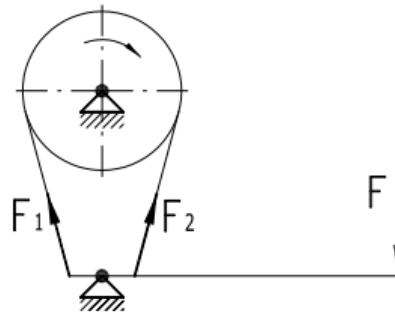
Jednoduchá pásová brzda se používá jen v pro jeden směr otáčení a pro malé výkony, tedy je pro pásový dopravník nepodstatná.

Nevýhodou pásových brzd daných jejich konstrukcí je, že zatěžují brzděný hřídel na ohyb a také, že nemají plynulý záběr.



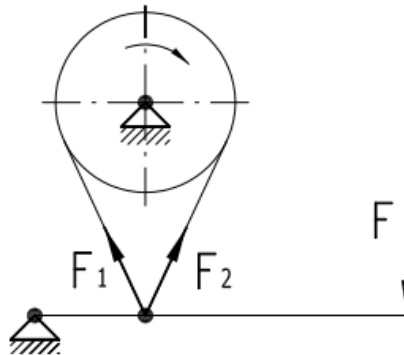
Obrázek 6: Jednoduchá pásová brzda [7]

Diferenciální (rozdílová), rozdílová, protože principem je rozdílná vzdálenost působíště sil od čepu, pásová brzda se také používá pro relativně malé výkony a navíc má brzdící účinek závislý na směru otáčení. Její výhoda oproti jednoduché pásové brzdě je to, že k zabrzdění momentu stačí relativně malá síla než v případě jednoduché pásové brzdy.



Obrázek 7: Pásová brzda diferenciální [7]

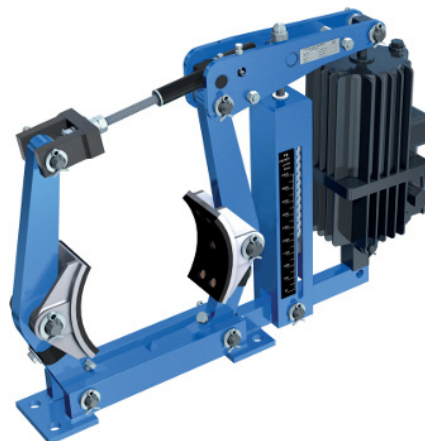
Posledním typem je součtová pásová brzda. U této brzdy nezávisí na smyslu otáčení. A co se využití tyče, je nejpoužívanější.



Obrázek 8: Pásová brzda součtová [7]

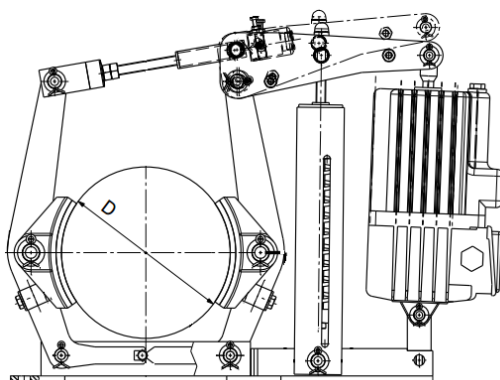
3.2.2.2 Čelistové brzdy

U tohoto typu brzd je brzdící účinek získán, tlakem čelistí na vnitřní, pak by se jednalo o bubnové brzdy, nebo vnější část bubnu, popřípadě brzdného kotouče. Čelisti jsou zpravidla dvě, aby se zabránilo ohybovému namáhání hřídele a tak nepravidelného chodu brzdy.



Obrázek 9: Čelist'ová brzda bez bubnu [8]

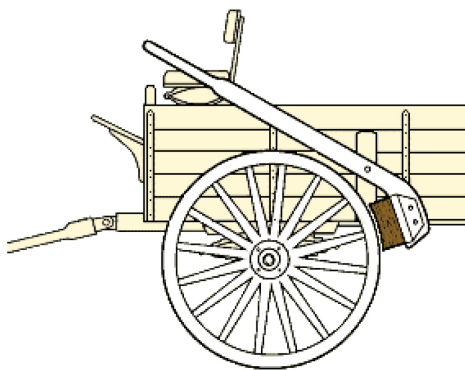
Čelist'ové brzdy se skládají z bubnu a čelistí, které tvarem odpovídají tvaru bubnu. Potřebná síla na brzdě se získává působením závaží nebo pružiny, při použití s pásovým dopravníkem se potřebná síla brzdy získává právě pružinou a uvolňování brzdy obstarávají elektrohydraulické odbrzd'ovače, zařízení především zařízení ELDRO a ELHA.



Obrázek 10: Systém ELDRO [9]

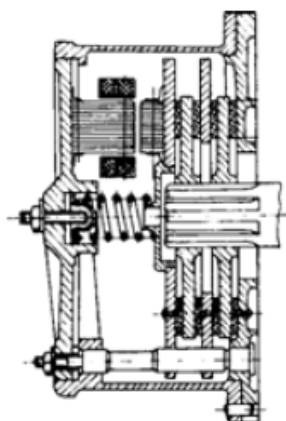
Odbřzd'ovače ELDRO a ELHA jsou tvořeny odstředivým čerpadlem, jehož kolo po zapnutí, tedy připojení elektrické energie, tlačí na píst, jehož zdvih se přenáší pákovým mechanismem na mechanismus čelistí, které odbřzdí brzdu zabrzděnou pružinou.

Speciálním příkladem čelist'ových brzd jsou brzdy jedno čelist'ové neboli špalíkové. Jde de facto o nejstarší typ brzdy a dnes se využívají naprosto výjimečně, protože mají nepravidelný chod, vyplývající z ohybového namáhání hřídele. Proto je nejvhodnější, nebo spíše nejméně nevhodná, pro brzdění malých momentů. V současnosti se téměř nepoužívají.



Obrázek 11: Špalíková brzda v typickém využití na koňském povozu, je zřejmá jistá "neaktuálnost" konstrukce [10]

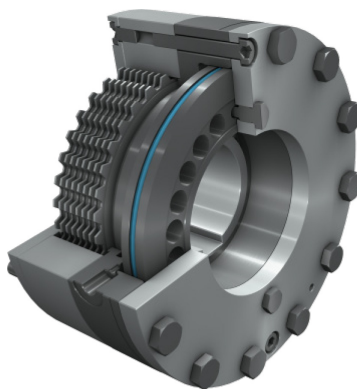
3.2.2.3 Lamelové brzdy



Obrázek 12: Lamelová brzda [4]

Lamelové brzdy dosahují brzdného momentu třením lamelových kotoučů o sebe. Lamelové kotouče jsou uloženy na drážkovaném hřídeli nebo peru a mohou se volně otáčet, v mezerách mezi nimi jsou vloženy satorové, posuvné, brzdící lamely, které jsou již v kontaktu s lamelami na hřídeli, v případě, kdy potřebnou sílu vyvozují pružiny a pak je pouze odbrzděována až už elektromagneticky, popřípadě pneumaticky anebo hydraulicky anebo v „základním stavu“ je odbrzděna a brzdí se elektromagneticky.

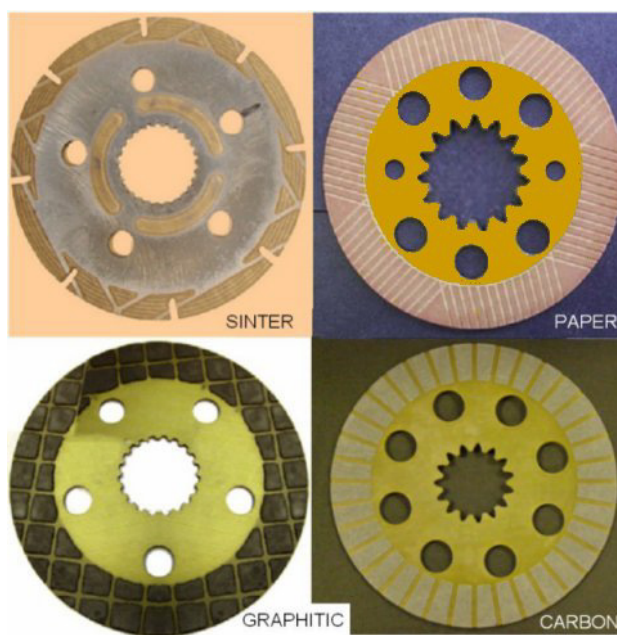
Lamelové brzdy mohou být jak v suchém, tak mokřém provedení, kdy je pracovní prostor vyplněn hydraulickou kapalinou, pro lepší odvod tepla z pracovního prostoru. Tyto brzdy se využívají především u zemědělských traktorů, kombajnů, lesních strojů a stavebních zařízení.



Obrázek 13: Pružinami zatížená hydraulická lamelová brzda Series 002 firmy Ortlinghaus [11]

Lamelové brzdy mohou být jak v suchém, tak mokrému provedení, kdy je pracovní prostor vyplněn hydraulickou kapalinou, pro lepší odvod tepla z pracovního prostoru.

Brzdné kotouče mohou být obloženy různými typy materiálů, jako je například grafit (zalitý v pryskyřici), keramika, různé kovy (například slinutý bronz na ocelovém kotouči) a uhlíkové vlákno.



Obrázek 14: Různé materiály na brzdných kotoučích lamelových brzd [12]

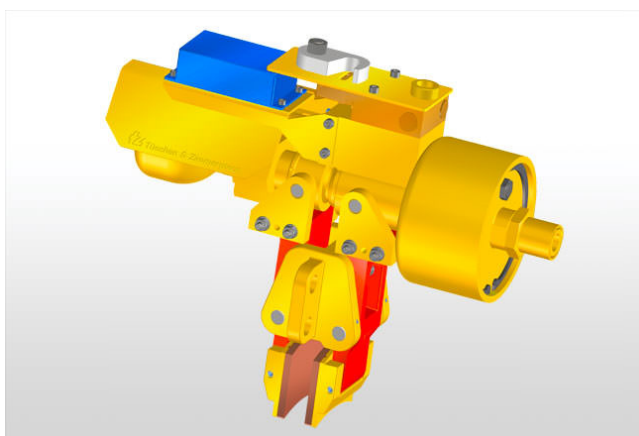
Největší výhodou lamelových brzd je dosažení velkého brzdného momentu za zachování kompaktních rozměrů brzdy a tedy malého momentu setrvačnosti.

Lamelové brzdy pro brzdění pásových dopravníků byly využívány dříve, ve starších provedeních a nyní se již nepoužívají.

3.2.2.4 Kotoučové brzdy

Kotoučové brzdy pracují na obdobném principu jako brzdy čelistové, brzdící moment vzniká při přitlačení čelistí na kotouč, ne v radiálním směru jako u čelistových brzd ale ve směru axiálním. Odpadá tedy přídavné namáhání hřídelů na ohyb. Výhodou oproti čelistovým brzdám je, že zabírají méně místa, jsou konstrukčně jednodušší a odpadá konstrukce prostorově náročného a značně namáhaného pákového mechanismu.

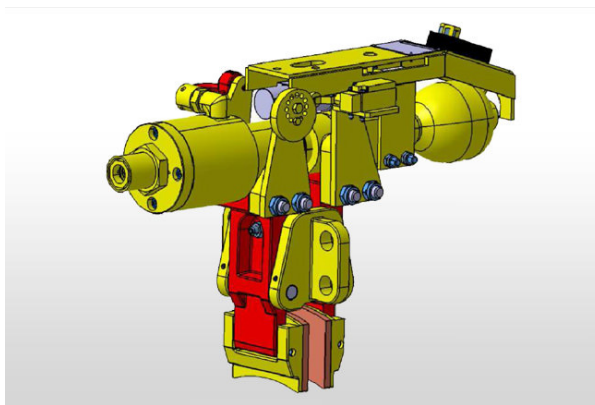
Jedná se převážně o brzdy jedno čelistové anebo brzdy dvou čelistové, když je potřeba dosáhnout větší bezpečnosti popřípadě účinnosti brzdy. Maximálně mohou být mezi převodovkou a motorem umístěny až brzdné kotouče.



Obrázek 15: Kotoučová pneumatická brzda [13]

Pro svou malou velikost a velkou účinnost jsou často používány. Ať už se jedná o průmyslovou dopravu nebo manipulaci s materiálem (pásové dopravníky, jeřáby) nebo automobilový průmysl.

Může se jednat o brzdy jak pneumatické, hydraulické a mechanické tak i elektromechanické, elektrohydraulické anebo elektropneumatické. Využívá se tedy jak přívodu média pro odbrzdění z externího zdroje, jako je jsou kompresory a čerpadla, popřípadě lidská síla anebo je tento zdroj přímo součástí brzdy.



Obrázek 16: Kotoučová hydraulická brzda [13]

U elektropneumatických brzd se potřebná síla brzdy vyvozuje tlakem pružiny. Je tedy zabrzděna a odbrzděje se tlakem plynu, převážně vzduchu, kdy potřebný tlak dodá kompresor.

Elektrohydraulické brzdy fungují na stejném principu jako brzdy elektropneumatické, jediný rozdíl je, že provozním médiem je kapalina, kterou bývá hydraulický olej a zařízením pro dosažení potřebného tlaku je čerpadlo.

Elektromechanické brzdy fungují na principu elektromagnetické indukce, tedy elektromagnetu. Jsou stejně jako oba dva předchozí případy vybaveny pružinou, která vyvozuje potřebnou sílu pro brzdění a je odbrzděována působením elektromagnetu. Tento princip se ale využívá zřídka, jestli vůbec, protože z provozu bylo zjištěno, že není příliš spolehlivý.

4 Technologické a technické požadavky

4.1 Zhodnocení

Jako nejvhodnějším typem brzdy pro použití na pásový dopravník v důlním prostředí je brzda kotoučová. Vzhledem k její konstrukční jednoduchosti, malé velikosti, snadné údržbě a spolehlivosti.

4.2 Požadavky

Hlavním požadavkem na brzdu pásového dopravníku v hlubinném dole je, jeho bezpečnosti provozu ve specifických podmínkách hlubinného dolu. Především jeho způsobilost pro provoz ve výbušném prostředí (jedná-li se o plynující důl), což jsou v podmínkách České republiky všechny černouhelné hlubinné doly.

Dalším a neméně důležitým aspektem pro použití brzdy v dole je její dostatečná robustnost a odolnost, nejen co se fyzikálních a chemických jevů v dole (ať už se jedná o vysokou vlhkost, vysoce mineralizovanou důlní vodu a všudypřítomný prach) ale i co se týče lidského faktoru, přece jen důl není místo, kde se zaměstnanci chovají k vybavení v rukavičkách, to je ale dáno specifickou povahou hlubinného dobývání ať už se jedná o prostředí hluboko pod zemí anebo o těžkou práci.

Ač je potřeba, aby brzda byla dostatečně robustní a odolná vůči nepříznivému prostředí v dole, tak na druhou stranu musí být také dostatečně prostorově úsporná, tak aby zabírala, co nejméně místa, už v tak stísněných prostorech dolu, a její hmotnost byla co nejmenší, protože veškerý materiál musí být do dolu dopraven z povrchu výtahem a na pracoviště v dole dopraven, v ideálním případě po důlní dráze ale mnohdy jen lidskou silou.

Samozřejmostí je jednoduchá údržba a snadná vyměnitelnost. Ale také jednoduchá obsluha, i co se ovladatelnosti a jednoduchosti provozu týče. Jak jsem již napsal dříve, tak v dolech je problém s vlhkostí vzduchu, proto je nevýhodné z hlediska životnosti pneumatické brzdy používat. Hydraulická zařízení s čerpadlem, umístěným mimo vlastní zařízení zase dochází k zabrání dalšího prostoru a nákladů na samotnou dopravu zařízení do dolu. A také vyhnutím se použití elektromagnetu, který je nespolehlivý (v případě čelistových brzd). Z těchto důvodů je asi nejlepším systémem elektromechanická brzda firmy Tüschen und Zimmermann, která integruje elektrickým motorem poháněné zubové

čerpadlo, listovou pružinu, která vyvozuje potřebný brzdňý moment. Odpadá tedy velké čerpadlo popřípadě kompresor mimo vlastní brzdu anebo rozvody vzduchu. Vše je tedy integrováno v prostoru brzdy.

Důležité je také to aby se dopravník zastavil, po sepnutí brzdy do určité doby, z pravidla to bývá (5÷8) sekund.

Brzdí-li brzda, tomto případě kotoučová, tak v důsledku styku a vzájemného smýkání brzdového kotouče a brzdových destiček vzniká značné množství tepla. Toto teplo musí být odvedeno, děje se tak buď vyzařováním tepla do okolí anebo je odebíráno okolním chladnějším vzduchem, z tohoto důvodu je disk opatřen chladicími otvory, aby bylo zajištěno proudění vzduchu i uvnitř brzdového kotouče. V případě příliš vysoké teploty totiž kotouč brzdy ztrácí své vlastnosti, mění svůj objem, a materiál je více náchylný na deformaci, v krajním případě při nedodržení bezpečnostních opatření může dojít až k požáru a následnému výbuchu.

Z hlediska bezpečnosti je důležité, aby se do prostoru brzdy nedostal žádný předmět, který by mohl ohrozit funkčnost brzdy, tedy nejen různé větší předměty jako jsou kusy uhlí nebo kamene (při neopatrné manipulaci bohužel i končetiny zaměstnanců) ale i prach vzniklý při těžbě, toto je řešeno válcovým krytem, který kryje brzdové kotouče, hřídele, spojky i samotnou brzdu.

Dalším faktorem bezpečnosti je samotné sepnutí brzdy, při havárii, kdy se pásový dopravník zastaví, ale také aby nedocházelo k samovolnému uvolnění brzdy v případě zabrzdění pásového dopravníku ať už při údržbě, již zmíněné havárii, nenadálé události nebo přestávce v těžbě.

Volitelnou součástí brzdy také může být zařízení pro kontinuální monitorování opotřebování a natočení brzdy ale také kontinuální monitorování teploty brzdy.

5 Koncepční návrh pohonu pásového dopravníku

Pro správnou funkci pásového dopravníku, tedy aby plnil svou funkci dopravního zařízení a zároveň splňoval bezpečnostní požadavky, je potřeba vybavit jej poháněcí stanicí.

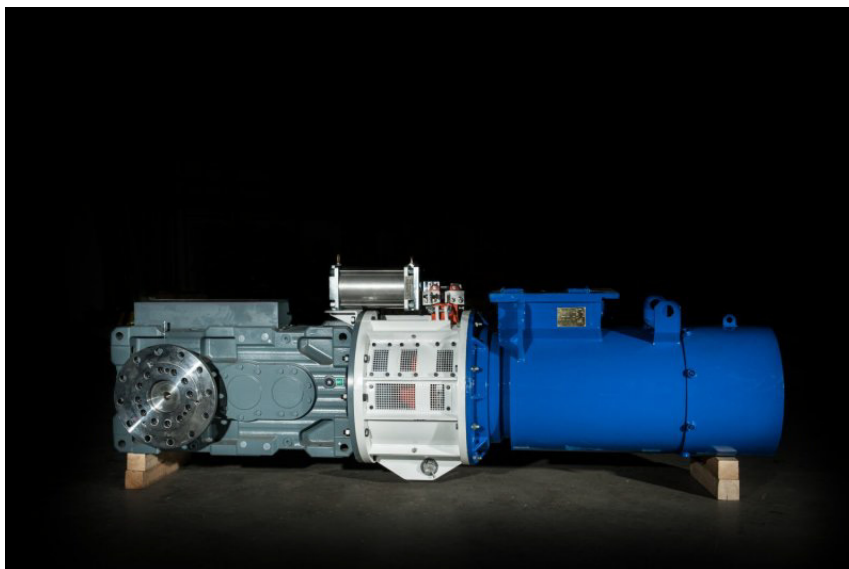
Poháněcí stanice uvádí do pohybu dopravní pás a je připojena na hnací buben pásového dopravníku. Pásové dopravníky v dole mají dva bubny, které mohou být oba dva poháněné, pokud je ale poháněn jen jeden buben, pak je poháněn ten, který je blíže výložníku. A montuje se na rám pohánění stanice.

Pohánění stanice se skládá ze samotného motoru, spojky, převodovky a samozřejmě brzdy.

Konstrukčně nejlepší řešení a zároveň řešení zabírající nejméně místa, tedy, že je motor spojen s převodovkou nosným krytem a tvoří tak jeden celek je rozšířené řešení a používá ho spousta firem, jako například česká firma Ostroj a.s. Opava a DvB-AF s.r.o. anebo německá firma Tüschen&Zimmermann. Druhou možností je pevné spojení jednotlivých částí nosným rámem, kdy jsou na něj připevněny motor a převodovka.

5.1 Pohon pásového dopravníku s nosným krytem

Jak už jsem napsal výše nejvhodnějším konstrukčním řešením pro pohon, pásového dopravníku je takové, kdy je motor spojen nosným krytem, kryjícím kotouče brzdy, s převodovkou. Tyto pohony mohou být až čtyři. Tato koncepce pohonu je vidět na Obrázku 20, modrá část je elektromotor, světle šedá část je nosný kryt spojky a brzdových kotoučů a poslední šedá část je převodovka. Všechny tyto části jsou připevněny na nosný rám pohonu.



Obrázek 17: Pohon pásového dopravníku [1]

5.1.1 Motor

Jak jsem již napsal, tak poháněcí stanice a samotný pohon je vybaven jedním nebo více elektromotory. V případě prostředí hlubinného dolu musí být certifikovány pro provoz ve výbušném prostředí. Na poháněcí stanici mohou být až čtyři elektromotory. Motor je připojen k převodovce přes pružnou nebo hydrodynamickou spojku a je přišroubován k přírubě nosného krytu spojky.

Zvolil jsem trojfázový nízkonapěťový motor nakrátko v zajištěném prostředí EEx e II 1MA7 o výkonu 5 kW

Jmen. Teplotní/Velikost výkon třída			Objednací číslo	Parametry při jmenovitém výkonu										t _e - Teplota		Mo-	Mo-	Moment	Hmot-	Číslo
			Označení pro napětí a tvar viz tabulka níže	Otáčky	Účinnost	Účinník	Jmen. proud při 400 V	Jmen. mo- ment Mn	Poměrný záběrný moment Mz/Mn při průměrném	Poměrný záběrný proud I _k /I _n spouštění	Poměrný moment zvratu Mmax/Mn	Pro teplotní třídu T1 T3		Mo- men- tová třída	Mo- ment. charak- teris- tika Diagram č.	Moment setřvač- nosti J	Hmot- nost Tvar IM B3	Číslo typového rozhod- nutí FTZU		
kW			4-pól, 1500 min ⁻¹ , 50Hz	min ⁻¹	%	-	A	Nm	-	-	-	s	s	KL	(str. 5)	kg m ²	kg			
0,12	T1-T3	63	1MA7 060-4BB	1375	55	0,66	0,52	0,83	1,9	2,6	1,9	35	30	13	10	0,0003	3,5	99Ex0684		
0,18	T1-T3	63	1MA7 063-4BB	1330	57	0,75	0,62	1,3	1,9	2,7	1,9	30	25	13	10	0,0004	4,0	99Ex0685		
0,25	T1-T3	71	1MA7 070-4BB	1310	60	0,77	0,80	1,8	1,9	3,1	1,9	50	40	13	10	0,0006	5,2	99Ex0679		
0,37	T1-T3	71	1MA7 073-4BB	1355	67	0,74	1,10	2,6	1,9	3,7	2,1	35	29	13	10	0,00083	6,4	99Ex0680		
0,55	T1-T3	80	1MA7 080-4BB	1390	73	0,73	1,59	3,8	2,4	4,6	2,5	24	21	16	3	0,0015	8,4	99Ex0673		
0,75	T1-T3	80	1MA7 083-4BA	1395	73	0,75	2,05	5,1	2,6	4,8	2,6	19	16	16	3	0,0018	9,8	99Ex0674		
1	T1-T3	90S	1MA7 090-4BA	1420	77	0,78	2,5	6,7	2,2	5,5	2,5	16	14	16	3	0,0028	12,7	99Ex0667		
1,35	T1-T3	90L	1MA7 096-4BA	1415	78	0,81	3,1	9,1	2,3	5,9	2,5	15	13	16	3	0,0035	16	99Ex0668		
2	T1-T3	100L	1MA7 106-4BA	1420	80	0,81	4,5	14	2,5	6,4	2,7	13	11	16	3	0,0048	22	99Ex0334		
2,5	T1-T3	100L	1MA7 107-4BA	1415	81	0,83	5,5	17	2,6	6,4	2,7	12	10	16	3	0,0058	24	99Ex0335		
3,6	T1-T3	112M	1MA7 113-4BA	1435	85	0,83	7,5	24	2,6	7,2	2,9	10	9	16	3	0,0110	29	99Ex0332		
5	T1-T3	132S	1MA7 130-4BA	1445	86	0,82	10,4	33	2,7	6,6	3,2	10	9	16	8	0,0210	39	98Ex1254		
6,8	T1-T3	132M	1MA7 133-4BA	1445	87	0,82	14,1	45	3,3	7,4	3,7	13	6	16	8	0,0270	53	98Ex1253		
10	T1-T3	160M	1MA7 163-4BB	1455	88	0,87	19,7	66	2,3	6,5	2,7	17	10	13	8	0,0520	73	98Ex1250		
13,5	T1-T3	160L	1MA7 166-4BB	1455	89	0,86	26,0	89	2,6	7,5	2,9	12	5	13	8	0,0570	90	98Ex1249		

Obrázek 18: Trojfázové nízkonapěťové motory nakrátko v zajištěném prostředí EEx e II 1MA7 [14]

5.1.2 Převodovka

U těchto typů aplikací se používají kuželočelní převodovky, často dvoustupňové, které nahrazují dříve používané šnekové převodovky, protože mají vyšší účinnost. Je přišroubována na přírubu nosného krytu spojky.

5.1.3 Nosný kryt spojky

Nosný kryt spojky slouží ke spojení motoru a převodovky, je také uzpůsoben pro instalaci třetího brzdného zařízení, tedy kotouče brzdy a také montáž samotné brzdy. A také pro ochranu kotoučů a samotné spojky.

Pro snadnou údržbu spojky a brzdy, popřípadě brzdového kotouče se skládá ze dvou sešroubovaných částí.

5.1.4 Spojka

Spojka mezi motorem a převodovkou může být buď hydrodynamická, nebo pružná. Většinou se ale používá spojek pružných, kvůli jejich ceně a jednoduchosti údržby. Další spojkou v pohonu je spojka na výstupní hřídeli spojky, ta je přírubová a je spojena s hnacím válcem pásového dopravníku.

5.1.5 Brzda a brzdový kotouč

V tomto uspořádání jsou možné dva typy brzd, a to brzda lamelová, která se používala v dřívějších konstrukcích, a brzda kotoučová, která je nejrozšířenějším řešením pro tyto aplikace. Jak je napsáno dříve, tak se jedná o brzdy, kde potřebnou sílu vyvozují listové pružiny a jsou odbrzdňovány pneumaticky, hydraulicky nebo mechanicky. Jako zřejmě nejlepší řešení se ukázala elektromechanická kotoučová brzda firmy Tüsch&Zimmermann EM-SBR-10, která je odbrzdňována tlakem hydraulické kapaliny, který vyvozuje přímo na brzdě umístěné zubové čerpadlo.

Brzdový kotouč je umístěn, v případě použití jen jednoho kusu na hřídeli motoru před spojkou. V případě použití více kotoučů jsou umístěny na obou stranách spojky. V praxi se používá maximálně tři kotouče, kdy na každém kotouči může být více brzd, také až tři.

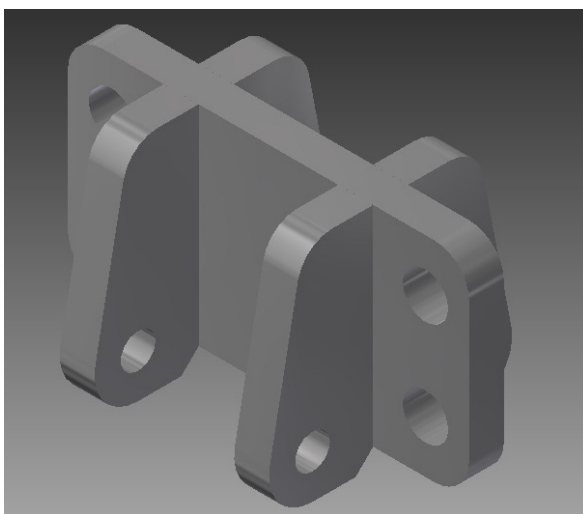


Obrázek 19: Pohon pásového dopravníku v hlubinném dole s pneumatickou kotoučovou brzdou [15]

6 Konstrukční návrh brzdy

Z pohledu této koncepce pásového dopravníku je pro konstrukci brzdy stěžejním prvkem držák brzdy a rameno brzdy, které jsou k sobě připevněny čepem, tedy částí, která je namáhána nejvíce.

Brzda se skládá z držáku brzdy, který se připevní na úchyt brzdy na nosném krytu spojky, na němž jsou čepy připojeny čelisti brzdy, nesoucí brzdové destičky. Držák brzdy tvoří svařovaná konstrukce pěti opracovaných desek. S otvory pro připevnění ke krytu spojky a otvory pro uchycení ramen brzdy čepem.



Obrázek 20: Držák brzdy

6.1 Potřebná brzdná síla

Síly jsou vyvozeny, z brzdného momentu, který je potřeba k zabrzdění motoru dopravníkového pásu. Moment motoru M_n [N.m] se vypočte podle vzorce níže. Kde P [kW] je výkon a ω je úhlová rychlost.

$$M_n = \frac{P}{\omega} \quad [\text{N.m}] \quad (21)$$

Tento vztah ale není třeba počítat, protože je udán v katalogu elektromotoru (Obrázek 21).

$$M_n = 33 \quad \text{N} \cdot \text{m}$$

Další potřebnou veličinou je záběrný moment motoru M_z , který je dán poměrným záběrovým momentem M_z/M_n .

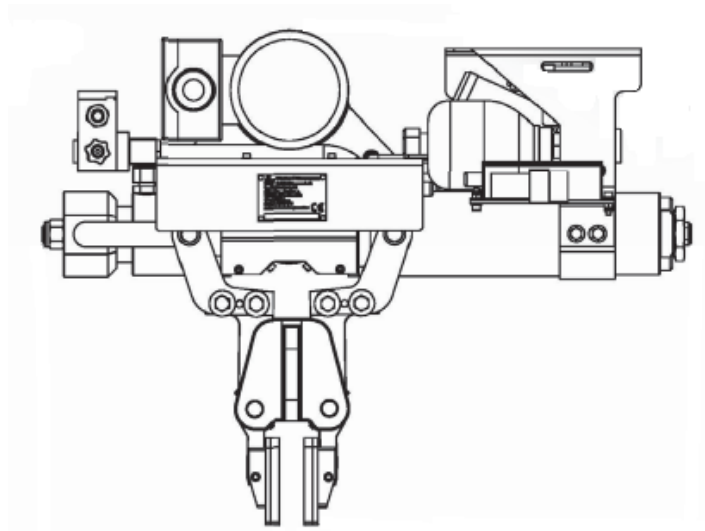
$$M_z / M_n = 2,7 \quad [-]$$

A záběrný moment potom je:

$$M_z = 2,7 \cdot M_n$$

$$M_z = 2,7 \cdot 33$$

$$\underline{\underline{M_z = 59,4 \text{ N} \cdot \text{m}}}$$



Obrázek 21: Schéma brzdy EM-SBR-10 [15]

Z katalogového listu znám průměr brzdového kotouče D [mm], který je 400 mm a také třecí poloměr D_T [mm], který je 300 mm , pro tento typ brzdy. A z těchto parametrů vypočtu obvodovou sílu, na třecím poloměru kotouče D_T , F_O [N].

$$F_O = \frac{M_z}{\frac{D_T}{2}} \quad (22)$$

$$F_O = \frac{59,4}{\frac{0,3}{2}}$$

$$\underline{\underline{F_O = 396 \text{ N}}}$$

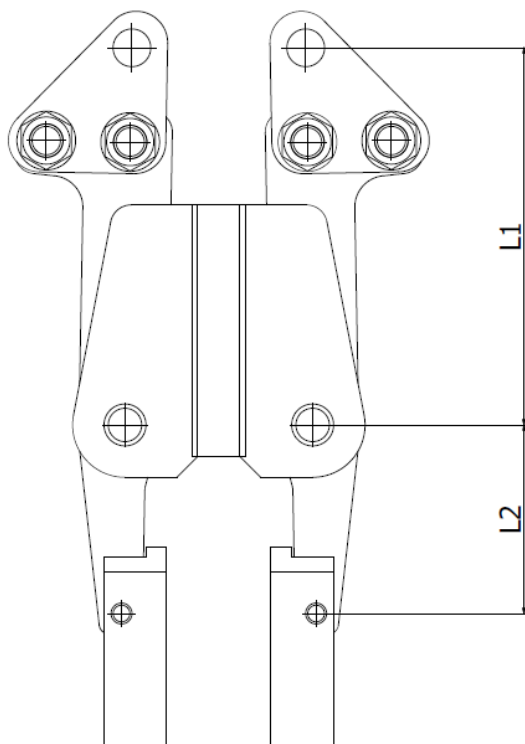
Přítlačná síla $F_{př}$ [N], kterou bude přitlačována čelist brzdy na kotouč, se určí ze vztahu níže, kde f [-] je koeficientem tření mezi ocelovým kotoučem a destičkou brzdy z materiálu ferodo a jeho velikost je $(0,5 \div 0,6)$ [-], po konzultaci volím $f_b = 0,55$ [-].

$$F_{př} = \frac{F_o}{f_b} \quad (23)$$

$$F_{př} = \frac{396}{0,55}$$

$$\underline{\underline{F_{př} = 720 \text{ N}}}$$

Po určení přítlačné síly ramena brzdy $F_{př}$ je potřeba zjistit sílu, jakou budou vyvozovat pružiny a proti které bude působit tlak kapaliny na píst vyvozený čerpadlem. Protože síla působí přes pákový mechanismus, výpočet vychází z momentové rovnováhy. Vzdálenosti jsou naznačeny na Obrázku 25. Kdy jsem zvolil délku jednotlivých ramen po ústní konzultaci



Obrázek 22: Schéma pákového mechanismu brzdy

Momentová rovnováha mezi silou vyvozenou tlakem pružiny a silou působící na kotouč je potom:

$$F_{pruž} \cdot L_1 = F_{př} \cdot L_2 \quad (24)$$

$$L_1 = 0,180 \text{ mm}$$

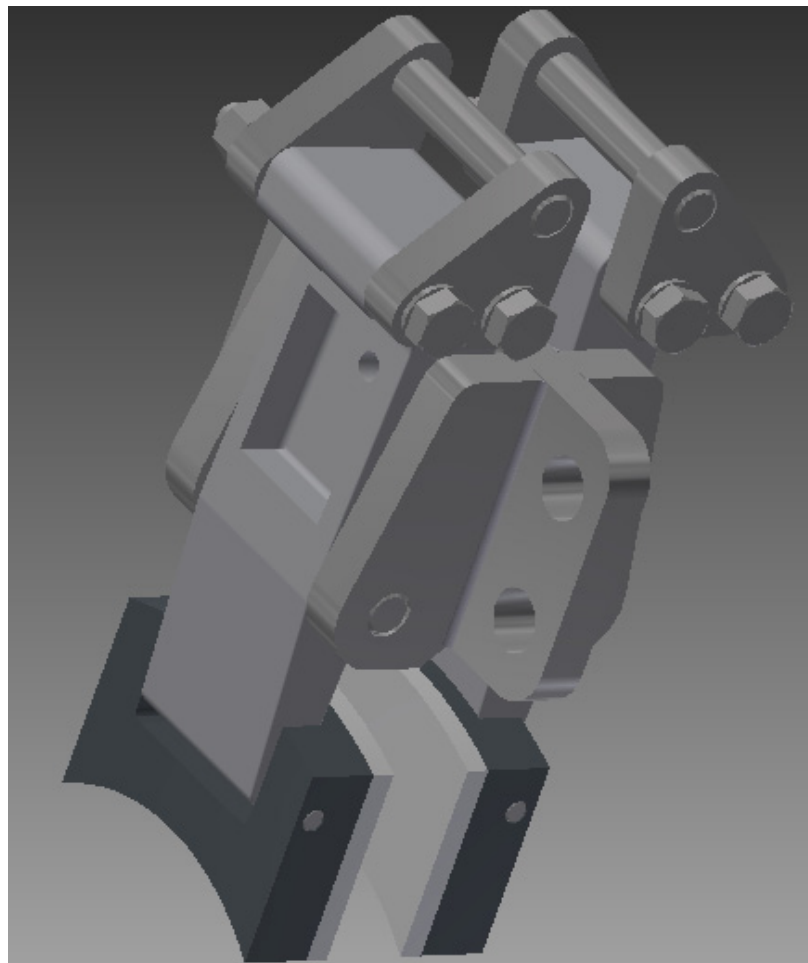
$$L_2 = 0,090 \text{ mm}$$

$$F_{pruž} = \frac{F_{př} \cdot L_2}{L_1}$$

$$F_{pruž} = \frac{720 \cdot 0,09}{0,180}$$

$$\underline{\underline{F_{pruž} = 360 \text{ N}}}$$

Kde jsou L_1 a L_2 [m] délky jednotlivých ramen na ramenu brzdy a $F_{pruž}$ [N] je síla vyvozená potenciální energií listové pružiny, kterou je následně potřeba odbrzdit působením tlaku kapaliny na píst.



Obrázek 23: Pákový mechanismus brzdy

6.2 Kontrola čepu

Čepy jsou vyrobeny z oceli 11 524, jejíž dovolený měrný tlak $p_D=80$ MPa a dovolené napětí ve střihu je $\tau_{DS}= 40$ MPa [16]. D_c je průměr čepu, L_T je délka táhla a L_R je šířka ramen, které jsou dvě.

$$d_c = 20 \text{ mm}$$

$$L_T = 75 \text{ mm}$$

$$L_R = 20 \text{ mm}$$

Kontrola čepu na otláčení v ramenech:

$$p_R = \frac{F}{S} \leq p_D$$

$$p_R = \frac{F_{pruž}}{2 \cdot D_c \cdot L_R} \quad (25)$$

$$p_R = \frac{360}{2 \cdot 20 \cdot 20} = \frac{360}{800}$$

$$p_R = 0,45 \text{ MPa}$$

Tlak na uložení čepu v ramenech dosáhl hodnoty $p_T=0,45$ MPa a tedy naprosto vyhovuje podmínce

$$p_R \leq p_D$$

Dalším krokem je kontrola na otláčení čepu v táhle, protože ale táhlo má větší šířku než součet šířky ramen, tak je výsledek předem jasný, a tedy, že bude vyhovovat.

$$p_T = \frac{F}{S} \leq p_D$$

$$p_T = \frac{F_{pruž}}{D_c \cdot L_T} \quad (26)$$

$$p_T = \frac{360}{20 \cdot 75} = \frac{360}{1500}$$

$$p_T = 0,24 \text{ MPa}$$

$$\underline{\underline{p_T \leq p_D}}$$

Posledním krokem pevnostní kontroly čepu je jeho kontrola na stříh.

$$\tau_S = \frac{F}{S} \leq \tau_{DS}$$

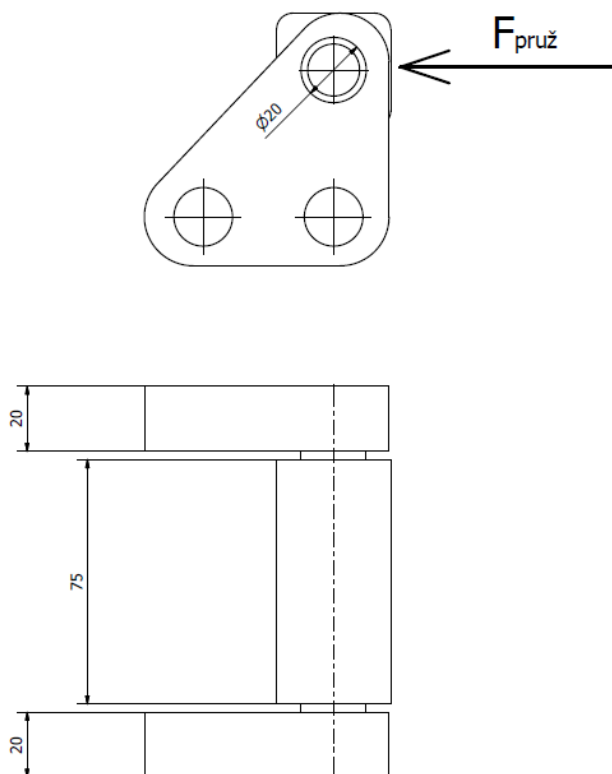
$$\tau_S = \frac{F_{pruž}}{2 \cdot \frac{\pi \cdot D_c^2}{4}} \quad (27)$$

$$\tau_S = \frac{360}{2 \cdot \frac{\pi \cdot 20^2}{4}}$$

$$\tau_S = 0,572 \text{ MPa}$$

$$\underline{\underline{\tau_S \leq \tau_{DS}}}$$

Podmínkám tedy čep naprosto vyhovuje.



Obrázek 24: Schéma otláčení čepu

6.3 Kontrola brzdy na oteplení [17]

Brzdy z povahy jejich funkce se při brzdění zahřívají, protože dochází ke tření brzdové destičky o brzdový kotouč za vzniku tepla. Toto teplo je nežádoucí, protože v případě vysoké teploty dochází k nežádoucímu zkracování životnosti brzdového kotouče a destiček. Toto teplo proto musí být odváděno. Toto se děje buď přímým vyzařováním do okolí anebo přestupem tepla do okolního vzduchu. Kontrola brzdy se provádí výpočty dle Ernsta.

6.3.1 Výpočet tepla

Teplo vyvinuté při brzdění se určí podle vztahu níže.

$$A_{BR} = M_n \cdot \omega \cdot t_{BR} \frac{1}{2} \text{ [kpm]}, \quad (28)$$

kde t_{BR} je čas brzdění kotoučové brzdy pro pásové dopravníky, který se pohybuje v rozmezí $(5 \div 8)$ [s] a ω [$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$] je úhlovou rychlostí.

$$t_{BR} = 6 \text{ s}$$

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n$$

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot \frac{1445}{60} = 151,32 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$A_{BR} = 33 \cdot 151,32 \cdot 6 \cdot \frac{1}{2}$$

$$\underline{A_{BR} = 14980,68 \text{ kpm}}$$

Množství tepla, které vzniklo při určitém počtu zabrzdění, se vypočte dle vzorce

$$W = \frac{A}{427} \cdot z, \quad (29)$$

kde je z [-] je počet zabrzdění brzdy za hodinu, po konzultaci jsem zvolil tři zabrzdění za hodinu.

$$z = 3 \text{ [-]}$$

$$W = \frac{A_{BR}}{427} \cdot z \quad (30)$$

$$W = \frac{14980,68}{427} \cdot 3$$

$$W = 105,25 \text{ kcal} \cdot \text{hod}^{-1}$$

Je nutno ale přepočíst tuto hodnotu do soustavy SI, tedy, na Watt.

$$W_W = 105,25 \cdot 1,163$$

$$\underline{\underline{W_W = 122,406 \text{ W}}}$$

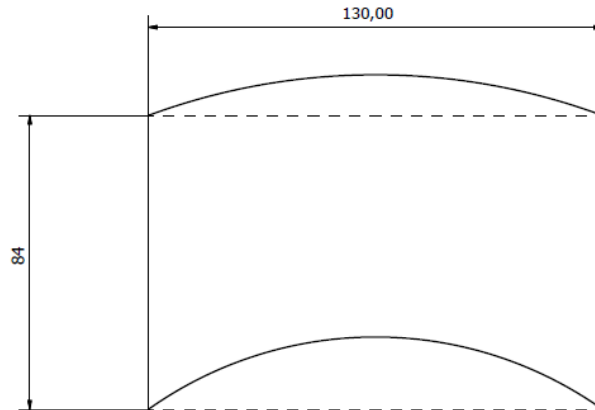
Toto teplo je potřeba od kotouče odvést, kotouč je schopen teplo předávat vzduchu jak za klidu, tak za pohybu (přestup tepla) anebo přímým vyzářováním do okolí.

Množství tepla, které je schopen kotouč odvést do okolí přímým vyzářením se vypočte ze vztahu níže.

$$W_1 = (C_1 \cdot S_1 + C_2 \cdot S_2) \cdot \left[\left(\frac{273 + t_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{273 + t_2}{100} \right)^4 \right], \quad (31)$$

Kde jsou $C_1=1,3$ [-] součinitel vyzářování pro leskle obrobenou ocel, $C_2=4,3$ [-] je součinitel vyzářování pro matně oxidovanou ocel, které jsem zvolil dle literatury [17]. Dalšími hodnotami jsou $t_1=100^\circ\text{C}$, což je maximální přípustná teplota pro kotouč brzdy s ohledem na obložení destičky a $t_2=26^\circ\text{C}$, což je předpokládaná teplota okolí.

S_1 [m^2] je lesklá plocha kotouče nezakrývaná čelistmi brzdy, S_2 [m^2] je celková plocha obvodu kotouče (bez vnitřní plochy věnce).



Obrázek 25: Schéma brzdové destičky

Přibližnou plochu destičky vypočteme prostým vynásobením její šířky a výšky její hrany

$$S_D = b \cdot h \quad (32)$$

$$S_D = 130 \cdot 84$$

$$\underline{S_D = 0,01092 \text{ m}^2}$$

Vnější průměr kotouče je $D_1=400$ mm, vnitřní průměr kotouče je $D_3=190$ mm a třecí průměr kotouče je $D_2=300$ mm a jeho tloušťka je $t_k=30$ mm.

$$S_{1k} = S_{kot} - S_D \quad (33)$$

$$S_{1k} = \left[\frac{(D_1^2 - D_3^2) \cdot \pi}{4} - S_D \right] \cdot 2$$

$$S_{1k} = \left[\frac{(0,4^2 - 0,19^2) \cdot \pi}{4} - 0,01092 \right] \cdot 2$$

$$\underline{S_{1k} = 0,17278 \text{ m}^2}$$

Plocha obvodu kotouče je rovna:

$$S_2 = \pi \cdot D_1 \cdot t_k \quad (34)$$

$$S_2 = \pi \cdot 0,4 \cdot 0,03$$

$$\underline{S_2 = 0,0377 \text{ m}^2}$$

Množství tepla odvedené přímým vyzářením je poté

$$W_1 = (1,3 \cdot 0,17278 + 4,3 \cdot 0,0377) \cdot \left[\left(\frac{273 + 100}{100} \right)^4 - \left(\frac{273 + 26}{100} \right)^4 \right]$$

$$W_1 = 43,9486 \text{ kcal} \cdot \text{hod}^{-1}$$

Teplo je od kotouče také odváděno také přestupem do chladnějšího vzduchu, musí se počítat se dvěma situacemi, první je přejímání tepla za chodu a druhým je přejímání tepla za klidu.

$$W_2 = \alpha_1 \cdot S_3 \cdot (t_1 - t_2) \cdot (1 - \varepsilon), \quad (35)$$

kde je α_1 součinitelem přestupu tepla při volném proudění vzduchu a ε je doba chodu dopravníku v plném provozu. $S_3 [\text{m}^2]$ je celkovou plochou kotouče.

$$\varepsilon = 0,4 [-]$$

$$\alpha_1 = 5 \text{ kcal} / \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \cdot \text{h}$$

$$S_3 = S_{1k} + S_2 \quad (36)$$

$$S_3 = 0,17278 + 0,0377$$

$$\underline{S_3 = 0,21048 \text{ m}^2}$$

$$W_2 = 5 \cdot 0,21048 \cdot (100 - 26) \cdot (1 - 0,4)$$

$$W_2 = 46,72656 \text{ kcal} \cdot \text{hod}^{-1}$$

Poslední částí odvedeného tepla je teplo odvedené za chodu, tedy když kotouč rotuje.

$$W_3 = \varepsilon \cdot (t_1 - t_2) \cdot 6,14 \cdot \left[S_4 \cdot \left(\frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60} \right)^{0,78} + 2 \cdot f_1 \cdot v_1^{0,78} \right], \quad (37)$$

kde S_4 je vnější i vnitřní plochy brzdového kotouče

$$S_4 = \left[\frac{(D_1^2 - D_3^2) \cdot \pi}{4} \right] \cdot 2 + S_2 \quad (38)$$

$$S_4 = \left[\frac{(0,4^2 - 0,19^2) \cdot \pi}{4} \right] \cdot 2 + 0,0337$$

$$\underline{S_4 = 0,2283 \text{ m}^2}$$

f_I je obsah postranních ploch kotouče

$$f_1 = 2 \cdot \frac{D_1^2 - D_3^2}{4} \cdot \pi \quad (39)$$

$$f_1 = 2 \cdot \frac{0,4^2 - 0,19^2}{4} \cdot \pi$$

$$\underline{f_1 = 0,1946 \text{ m}^2}$$

a v_I je střední obvodová rychlost kotouče

$$v_1 = \frac{\pi \cdot \frac{D_1 + D_3}{2} \cdot n}{60} \quad (40)$$

$$v_1 = \frac{\pi \cdot \frac{0,4 + 0,19}{2} \cdot 1455}{60}$$

$$\underline{v_1 = 22,474 \text{ m/s}}$$

$$W_3 = 0,4 \cdot (100 - 26) \cdot 6,14 \cdot \left[0,2283 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 0,4 \cdot 1455}{60} \right)^{0,78} + 2 \cdot 0,1946 \cdot 22,474^{0,78} \right]$$

$$\underline{W_3 = 739,6238 \text{ kcal} \cdot \text{hod}^{-1}}$$

Celkové odvedené teplo je dáno prostým součtem dílčího odvedeného nebo vyzářeného tepla.

$$W_C = W_1 + W_2 + W_3 \quad (41)$$

$$W_C = 43,9486 + 46,7266 + 739,6238$$

$$\underline{W_C = 830,299 \text{ kcal} \cdot \text{hod}^{-1}}$$

Protože se ale jedná o výpočet ze starší literatury, tak je potřeba provést přepočet do soustavy jednotek SI, tedy na watt.

$$W_{CW} = 830,299 \cdot 1,163$$

$$\underline{\underline{W_{CW} = 965,638 \text{ W}}}$$

Aby docházelo k ochlazování kotouče, tedy aby jeho teplota stále nerostla tak musí platit vztah

$$W_{CW} \geq W_W$$

$$965,638 \geq 122,406,$$

který platí.

6.4 Kontrola obložení brzdy

Dle Niemanna se celková životnost obložení brzdy dá vyjádřit podle vzorce

$$z = \frac{Q}{q \cdot A_S}, \quad (42)$$

kde Q [cm^3] je opotřebením třecích ploch, q_F [$\text{cm}^3/\text{k.h}$] je měrné opotřebenění při brzdící práci na hodinu a A_S [k.h] je práce při jednom zabrzdění.

$$Q = 2 \cdot b_O \cdot l_O \cdot t_O, \quad (43)$$

kde b_O , l_O a t_O jsou rozměry obložení.

$$Q = 2 \cdot 0,13 \cdot 0,084 \cdot 0,01$$

$$\underline{\underline{Q = 0,0002184 \text{ m}^3 = 218,4 \text{ cm}^3}}$$

Pro dobré ferodové obložení

$$q_F = 0,2 \text{ cm}^3 / \text{k} \cdot \text{h}$$

Protože jsou ale všechny hodnoty práce mimo soustavu SI, tak se musí převést složitě s mezi převodem na Joule.

$$1 \text{ kpm} = 9,807 \text{ J}$$

$$1 \text{ k} \cdot h = 2647796 \text{ J}$$

$$\frac{k \cdot h}{kpm} = 269990,415$$

$$A_s = \frac{A_{BR}}{269990,415}$$

$$A_s = \frac{14980,68}{269990,415}$$

$$\underline{A_s = 0,05548 \text{ k} \cdot h}$$

Posledním krokem je samotná životnost brzd

$$z = \frac{218,4}{0,2 \cdot 0,05548}$$

$$z = 19682,77 \text{ hod}$$

Bude-li brzda brzdit třikrát za hodinu, pak je životnost třikrát zkráceno

$$z_{\frac{1}{3}} = \frac{19682,77}{3}$$

$$\underline{\underline{z_{\frac{1}{3}} = 6560,92 \text{ hod}}}$$

Dopravník pracuje dvě dvanáctihodinové směny za den, a trvanlivost ve dnech je 273 dní.

7 Závěr

Zadáním bakalářské práce bylo zpracovat rešerši problematiky pásových dopravníků a systémů jejich brzdění v hlubinných dolech.

V úvodní části jsem zpracoval přehled zařízení, která se používají pro regulaci chodu a brzdění dopravních zařízení, stručně charakterizoval, co to je pásový dopravník. Nastínil jeho výpočet dle normy ČSN ISO 5048.

Dále jsem zpracoval koncepční návrh pohonu pásového dopravníku, kdy je motor a převodovka spojena nosným krytem spojky, na kterém je umístěna brzda. Tento návrh jsem zvolil, protože je podle mne konstrukčně jednodušší a také bezpečnější než je řešení, kdy je motor a převodovka připevněna na společný nosný rám. Pro tento návrh jsem navrhl kotoučovou brzdou, s přihlédnutím na stávající konstrukční řešení dané problematiky a již používané brzdy.

Zadavatel zadal zpracovat brzdou pro výkon motoru 5 kW.

Navrhl jsem držák brzdy a na něm uchycená ramena.

Vypočítal jsem potřebnou sílu, jakou musí působit brzdové destičky na kotouč a z toho vyplývající, jakou silou musí působit pružiny, které vytváření potřebnou sílu, přenášenou přes pákové ústrojí brzdy na destičky.

Nakonec jsem zkontroloval kritické části brzdy, tedy čepy, na otláčení a také jsem brzdou zkontroloval na oteplení.

Brzda byla sice spočítána přímo pro tuto aplikaci, ale zároveň je dostatečně robustní, tak aby se dala využít i v aplikacích s vyšším použitým výkonem, jak pro pásové dopravníky tak i pro aplikace v jiných zařízeních.

Seznam použité literatury a zdrojů

- [1] *Pásové dopravníky* [online]. [cit. 2015-05-10]. Dostupné z: <http://www.ostroj.cz/pasove-dopravniky>
- [2] ČSN ISO5048 “Zařízení pro plynulou dopravu nákladů. Pásové dopravníky s nosnými válečky. Výpočet výkonu a tahových sil.“; účinnost od března 1994
- [3] *Válečky a girlandové stolice pro pásovou dopravu* [online]. [cit. 2015-05-10]. Dostupné z: <http://www.transroll.cz/obrazky-soubory/katalog-cesky-finale-6bf75.pdf?redir>
- [4] POLÁK, J.; PAVLISKA, J.; SLÍVA, A. *Dopravní a manipulační zařízení*. Ostrava : VŠB-TU, 2001. 120 s
- [5] *Jednocestné ložisko* [online]. [cit. 2015-05-10]. Dostupné z: <http://www.flexco.cz/produkty/ostatni-produkty/jednocestne-lozisko/>
- [6] *Hand-operated tensioning device HSE P-315* [online]. [cit. 2015-05-10]. Dostupné z: <http://www.tueschen-zimmermann.de/tz/en/produkte/spann-und-festsetzeinrichtungen/handspanneinrichtung-hse-p-315/>
- [7] *Součtová pásová a diferenciální brzda* [online]. PROCHÁZKOVÁ, Ing. Iva. [cit. 2015-05-10]. Dostupné z: http://www.strojka.opava.cz/UserFiles/File/_sablon/MEC_I/VY_32_INOVACE_G-19-17.pdf
- [8] *Trommelbremsen* [online]. [cit. 2015-05-10]. Dostupné z: <http://www.sibre.de/index.php/de/produkte-industriebremsen/trommelbremsen>
- [9] *Drum brakes* [online]. [cit. 2015-05-10]. Dostupné z: http://www.sibre.de/images/pdf_catalogue/PDF-Catalogue_DE/09%20%20%20TE%20Drum%20Brakes/T1-2.1%20%20%20%20DE%20%20%20%20%20%20%20%20%20%20%20%20%20%20%2008-02.pdf
- [10] *Špalková brzda* [online]. [cit. 2015-05-10]. Dostupné z: https://student.sps-prosek.cz/~salato08it/maturita_web/podvozek.html

- [11] *Hydraulic multi-plate brake - Series 022*. [online]. [cit. 2015-05-10]. Dostupné z: <http://www.ortlinghaus.com/english/products/brakes/brakes.html>
- [12] *Multiplate Disc Brakes* [online]. [cit. 2015-05-10]. Dostupné z: <http://www.engineeringinspiration.co.uk/multiplate.html>
- [13] *Schreibenbremsen* [online]. [cit. 2015-05-10]. Dostupné z: <http://www.tueschen-zimmermann.de/tz/produkte/scheibenbremsen/bremskraftgeber-bkg-900-plifvuel/>
- [14] *Trojfázové nízkonapěťové motory nakrátko v zajištěném prostředí EEx e II* [online]. [cit. 2015-05-10]. Dostupné z: <http://www.elprim.cz/katalogy/1MA7.pdf>
- [15] Firemní literatura TÜSCHEN&ZIMMERMANN GMBH
- [16] Leinveber J.; Vávra P.: Strojnické tabulky, páté upravené vydání Albra, Úvaly 2011; ISBN 978-80-7361-081-4
- [17] REMTA, František; KUPKA, Ladislav. Jeřáby 1. díl. Praha : SNTL, 1956. 620 s

Přílohy

Výkresová dokumentace

SB3KSE01-1	Sestava: Brzda s krytem
SB3KSE01-2	Sestava: Držák brzdy
SB3KSE01-2-1	Výrobní výkres: Rameno brzdy
SB3KSE01-2-2	Výrobní výkres: Čelisti brzy